

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Přívěsný vozík za motorku

Trailer for a Motorcycle

Student:

Petr Drastík

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tadeáš Szlachta, Ph.D.

Ostrava: 22.5.2009



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Přívěsný vozík za motorku

Trailer for a Motorcycle

Student: Petr Drastík
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 2302R010-40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Pracoviště: Katedra částí a mechanismů strojů – 347

Zásady pro zpracování:

1. Proved'te přehled možných řešení, výběr varianty, zdůvodnění a návrh.
2. Navrhněte přívěsný vozík za motorku pro tyto parametry:
 - maximální nosnost vozíku 30 kg
 - běžný silniční provoz.

Pokyny pro zpracování:

Rozsah práce: cca 30 stran textu mimo přílohy.

V příloze: výkresová dokumentace (sestava, vybraný výrobní výkres).

Seznam doporučené literatury:

MORAVEC, V.: *Mechanické hydraulické převody. Mechanické převody*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2000, ISBN 80-7078-807-0.

DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3.

MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1.

MORAVEC, V., PIŠŤÁČEK, D.: *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2006, ISBN 80-248-0980-X.

LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 3.doplňené vydání. Albra, 2006, ISBN 80-7361-033-7.

KŘÍŽ, R., VÁVRA, P.: *Strojnická příručka*. Praha 1993-1998, 8 svazků, 1.vydání.

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Normy, firemní katalogy a prospekty.

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tadeáš Szlachta, Ph.D.

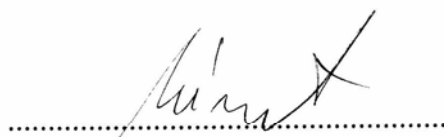
Datum zadání bakalářské práce:

21. listopadu 2008

Akademický rok:

2008/2009




.....
prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


.....
prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan

V Ostravě dne 21. listopadu 2008

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě:

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/200 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB–TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB–TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB–TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB–TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB–TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB–TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

Petr Drastík

Chaloupky 351/2

747 27, Kobeřice

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE:

Drastík, P.: *Přívěsný vozík za motorku*. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů – 347, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009. 41s. Bakalářská práce, vedoucí: Szlachta, T.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem přívěsného vozíku za motorku. V úvodu práce je přehled v současnosti vyráběných typů přívěsných vozíků, porovnání jejich parametrů a legislativa spojená s jejich provozem na pozemních komunikacích. Následuje vlastní návrh konstrukce rámu. Další část práce se zabývá rozбором působících sil na konstrukci rámu vozíku. Tato konstrukce je ověřena kontrolním výpočtem doplněnou o pevnostní analýzu rámu metodou konečných prvků. K bakalářské práci je také doložen sestavný výkres vozíku a dílenský výkres vybrané součásti.

ANNOTATION OF BACHELOR WORK

Drastík, P.: *Trailer for a Motorcycle*. Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms – 347 VŠB-Technical University of Ostrava, 2009. 41p. Bachelor thesis, head: Szlachta, T.

The bachelor thesis deals with an engineering design of a motorcycle cargo trailer. At the beginning there is a list of currently manufactured types of cargo trailers with technical data and the legislation about usage on the road network. Subsequently the engineering design of the trailer supporting frame follows. The next part deals with an analysis of the forces acting on the supporting frame. This design is verified by check calculation with strength analysis of the frame according to the finite element method. The design drawing and working drawing of the selected component are enclosed.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ.....	2
1 ÚVOD.....	3
1.1 Cíle bakalářské práce	3
1.2 Rešerše v oblasti přívěsných vozíků	3
1.3 Legislativa přívěsných vozíku	9
2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH RÁMU VOZÍKU	10
2.1 Návrh konstrukce rámu	10
3 PROVOZNÍ SÍLY PŮSOBÍCÍ NA RÁM VOZÍKU	12
3.1 Síla od zrychlení	12
3.2 Síla od brzdění	13
3.3 Síla od překážky na vozovce.....	15
3.4 Odstředivá síla	16
3.5 Valivý odpor	17
3.6 Působící síly na rám vozíku	18
4 PRŮBĚH OHYBOVÝCH MOMENTŮ V RÁMU VOZÍKU	19
4.1 První varianta působení sil.....	19
4.2 Druhá varianta působení sil	22
4.3 Třetí varianta působení sil.....	24
4.4 Přehled působení sil a momentů na rám vozíku	26
5 PEVNOSTNÍ KONTROLA RÁMU	27
5.1 Bezpečnost rámu vůči ohybu	27
5.2 Ověření výpočtu pomocí metody konečných prvků	28
6 NÁVRH OSY ZÁVĚSU	29
6.1 Návrh průměru osy závěsu.....	29
6.2 Kontrola měrného středního tlaku	30
7 ZÁVĚR.....	31
8 POUŽITÁ LITERATURA.....	32
9 SEZNAM PŘÍLOH.....	34

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

a	Zrychlení, délka	$[m \cdot s^2]$, [mm]
b	Délka	[mm]
c	Délka	[mm]
d	Průměr	[mm]
e	Délka	[mm]
f	Délka	[mm]
f_k	Součinitel valivého odporu	[-]
g	Gravitační zrychlení, délka	$[m \cdot s^2]$, [mm]
k	Výška, součinitel bezpečnosti	[mm], [-]
l	Délka	[mm]
m	Hmotnost	[kg]
n	Počet	[-]
p	Tlak	[MPa]
s	Dráha	[m]
t	Čas	[s]
v	Rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
D	Průměr	[mm]
F	Síla	[N]
G	Složka tíhové síly	[N]
L	Délka	[mm]
M_o	Ohybový moment	$[N \cdot m]$
O_{fk}	Reakce valivého odporu	[N]
R	Reakce, poloměr	[N], [m]
Re	Mez kluzu v tahu materiálu	[MPa]
S	Setrvačná síla	[N]
T	Těžiště	[-]
W_o	Modul odporu průřezu v ohybu	$[mm^3]$
σ	Normální napětí	[MPa]
α	Úhel	[°]
β	Úhel	[°]
γ	Úhel	[°]

1 ÚVOD

V bakalářské práci bude řešen návrh přívěsného vozíku za motocykl. Z nepříliš širokého spektra v současnosti vyráběných vozíků vyhovujících zadaným požadavkům, byl vybrán jednostopý přívěsný vozík. Práce je zaměřena na konstrukční řešení rámu vozíku a kyvné vidlice. Osvětlení vozíku je totiž dáno právními předpisy a ostatní díly jako jsou korba, kolo s pneumatikou a spojovací části jsou použité typizované. Jako vhodnou konstrukci rámu byl zvolen samonosný svařovaný páteřový rám z tenkostěnných trubek. Při řešení výpočtového modelu bylo obtížné určit provozní namáhání, protože síly, které na rám působí jsou velmi proměnlivé a nahodilé.

1.1 Cíle bakalářské práce

Cílem této bakalářské práce je:

1. provést přehled možných řešení,
2. na základě zpracované rešerše navrhnout koncepci přívěsného vozíku za motocykl,
3. navrhnout konstrukční řešení rámu,
4. provést pevnostní výpočty v nebezpečných místech rámu,
5. vytvořit výkresovou dokumentaci, skládající se ze sestavného výkresu a dílenského výkresu vybrané součásti.

1.2 Rešerše v oblasti přívěsných vozíků

Od samotného zkonstruování prvního motocyklu koncem 18. století měli jezdci – motorkáři potřebu převážet na svých cestách různé předměty. Pro tyto potřeby byly na motocyklech umístěny držáky, ať už pro nádoby s olejem u předválečných motocyklů, pro střelné zbraně u válečných motocyklů nebo nosiče ke kterým se uchycovaly zavazadla. S rostoucím objemem, výkonem a spolehlivostí se motocykly používaly pro delší cesty, na kterých bylo třeba mít s sebou nejen věci osobní potřeby, ale i náhradní díly. Z těchto důvodů se na motocykly umísťovaly brašny či vaky. Toho se využívá i dnes, ovšem s rozdílem použitých materiálů, kdy kožené brašny nahradily brašny z nepromokavých textilií.

Opravdovým cestovatelům ale objem brašen nedostačoval a proto se pro zvýšení užité hodnoty motocyklů začaly začátkem 50. let 20. století vyrábět první přívěsné vozíky pro motocykly ve strakonické České zbrojovce. V dnešní době automobilů s velkými objemy

zavazadlového prostoru již o tyto vozíky není takový zájem, proto jich mnoho vzniklo v dílnách příznivců cestování po jedné stopě. Problém vzniká při jejich legalizaci pro jízdu po veřejných komunikacích, kde platí poměrně přísné zákony a předpisy. Nejdůležitější části samotného vozíku jsou rám, pneumatika a korba, které se podílejí na technických parametrech vozíku, jakými jsou jeho nosnost, maximální přípustná rychlost a objem zavazadlového prostoru. Z právních předpisů jsou pak důležité osvětlení a označení vozíku.

Na našich silnicích se s přívěsnými vozíky za motocykly příliš často nesetkáváme, i když je zde několik výrobců, které je vyrábějí. Přehled některých vozíků české i zahraniční výroby:

- **Jednostopé přívěsné vozíky**

Na obrázku 1.1 je vyobrazen legendární vozík Pav, vyráběný v 60. letech 20. století. Prvních pár kusů vozíku bylo vyrobeno s odpružením pomocí pružin. Sériově se poté vyráběly s tlumícími silentbloky. Nosným prvkem vozíku je svařovaný páteřový rám, na kterém je umístěna plechová korba. K motocyklu je vozík přichycen pomocí křížového kloubu. V tabulce 1.1 je přehled jeho vlastností.



Obr 1.1 Vozík Pav [12]

Tab. 1.1 Výhody a nevýhody vozíku Pav

Výhody	Nevýhody
105l zavazadlového prostoru	není možné nastavovat tlumení
vlastní hmotnost vozíku 20 kg	maximální dovolená rychlost 70 km/hod
není nutno hradit povinné ručení	již se nevyrábí
žádná regulace tlumení	

Obrázek 1.2 vyobrazuje vozík UniPav české firmy Kobras, který má dvojité trubkový rám s letmo uloženou nápravou v gumovém odpružení. Vlastní korba je sklolaminátová s integrovaným blatníkem. U tohoto vozíku je možné za příplatek dokoupit i různé doplňky jako např. zahrádku. V tabulce 1.2 je pak rozdělení výhod a nevýhod tohoto vozíku.



Obr. 1.2 Vozík UniPav [13]

Tab. 1.2 Výhody a nevýhody vozíku UniPav

Výhody	Nevýhody
85 l zavazadlového prostoru	vlastní SPZ
homologované tažné zařízení pro motocykly značky Jawa	nutno hradit povinné ručení
maximální dovolená rychlost 80 km/hod	není možné nastavovat tlumení
	vlastní hmotnost vozíku 30 kg

Na obrázku 1.3 je zobrazen vozík Rebel českého výrobce Rebel sport, který je převážně určen pro sportovní a supersportovní motocykly. Základem tohoto vozíku je ocelový páteřový rám, na kterém je uchycena sklolaminátová korba. Letmo uložené zadní kolo je usazené do vidlice s tlumičem, kterým je možno nastavovat útlum podle zatížení vozíku. Připojení vozíku k motocyklu je řešeno křížový kloubem. Dodává se v nebrzděném i brzděném provedení, které v době tvorby této práce nemělo homologaci pro provoz na pozemních komunikacích. Výhody a nevýhody tohoto vozíku jsou sepsány v tabulce 1.3.



Obr. 1.3 Vozík Rebel [14]

Tab. 1.3 Výhody a nevýhody vozíku Rebel

Výhody	Nevýhody
75 l zavazadlového prostoru	vlastní SPZ
maximální dovolená rychlost 100 km/hod	nutno hradit povinné ručení
možno nastavení útlumu tlumiče	vlastní hmotnost vozíku 25 kg

Mezi zahraniční zástupce jednokolových přívěsných vozíků patří vozík UNI-GO stejnojmenné Novozélandské firmy, který je zobrazen na obrázku 1.4. Maximální hmotnost vozíku s nákladem je jako v České republice, a to 50 kg. Rám vozíku je páteřový z ocelových tenkostěnných trubek. Tabulka 1.4 popisuje výhody a nevýhody tohoto vozíku.

Tabulka 1.4 Výhody a nevýhody vozíku UNI-GO

Výhody	Nevýhody
140l zavazadlového prostoru	vlastní SPZ
maximální dovolená rychlost 100km/hod	nutno hradit povinné ručení
možno nastavení útlumu tlumiče	vlastní hmotnost vozíku 32 kg
	pouze pro motocykly 6-ti světových značek



Obr. 1.4 Vozík UNI-GO [15]

Výrobou vozíků se také zabývá německá firma WM-Trailer, která nabízí stejnojmenný vozík (obr 1.5). Podle německého zákona je maximální dovolená hmotnost vozíku s nákladem 70 kg, což přináší velkou užitnou hodnotu v podobě 240 litrového zavazadlového prostoru. Vozík také dostal výjimku dle zákona a má SPZ totožnou s SPZ tažného motocyklu. Základem vozíku je páteřový rám z ocelové trubky s centrálním tlumičem s možností nastavení ve třech polohách a letmo uloženým kolem. V tabulce 1.5 jsou výhody a nevýhody tohoto vozíku.



Obr. 1.5 Vozík WM-Trailer [16]

Tab. 1.5 Výhody a nevýhody vozíku WM-Trailer

Výhody	Nevýhody
240 l zavazadlového prostoru	není uvedena maximální dovolená rychlost
SPZ totožná s tažným motocyklem	vlastní hmotnost vozíku 30 kg
není nutno hradit povinné ručení	
možno nastavovat předpětí tlumiče	

Posledním jednostopým vozíkem je vozík francouzské firmy Lamoureux & Généaux ENR. Cyclop (obr. 1.6) s dvojitém rámem z ocelových trubek a korbou ze sklolaminátu. Kolo je uložené ve dvojité vidlici, která je k rámu uchycená v gumovém lichoběžníku. Tabulka 1.6 popisuje výhody a nevýhody tohoto vozíku.



Obr. 1.6 Vozík Cyclop [17]

Tab. 1.6 Výhody a nevýhody vozíku Cyclop

Výhody	Nevýhody
110 l zavazadlového prostoru	vlastní SPZ
vlastní hmotnost vozíku 18 kg	nutno hradit povinné ručení
	není uvedena maximální dovolená rychlost

- **Dvoustopé přívěsné vozíky**

Tyto vozíky slouží pro přepravu velkých a těžkých zavazadel. Díky své poměrně velké pohotovostní hmotnosti se hodí pro velké a těžké motocykly s dostatečným výkonem. Zástupcem je UNI-BOX 1N (viz. obrázek 1.7), který je dodáván v brzděném i nebrzděném provedení. Pohotovostní hmotnost 95 kg a celková maximální hmotnost 300 kg předurčuje použití vozíku pro silné motocykly s výkonnou brzdou soustavou, zvláště u nebrzděného provedení vozíku.



Obr. 1.7 Vozík UNI-BOX [18]

1.3 Legislativa přívěsných vozíku

Podle právních předpisů České republiky [6] je maximální hmotnost jednostopého vozíku s nákladem 50 kg. U dvoustopého vozíku je to 300 kg. Pro tažené motocykly je minimální objem válců motoru 125 ccm, minimální rozvor kol motocyklu je 1000 mm a minimální hmotnost motocyklu je 100 kg. V ostatních zemích jsou podmínky pro provoz přívěsných vozíku za motocykly určeny předpisy daného státu.

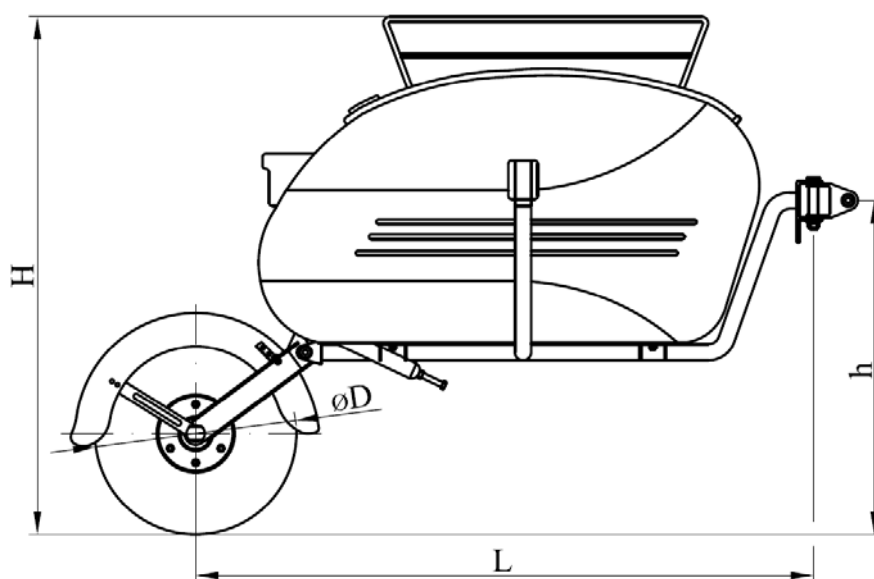
Vozíky spadají dle [6] do kategorie O - přípojná vozidla, kde jsou dále přiřazeny do skupiny O₁- přípojná vozidla, jejichž největší přípustná hmotnost nepřevyšuje 750 kg. Každý vozík má svou vlastní registrační značku, je nutné hradit povinné ručení a pravidelně absolvovat technickou kontrolu.

2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH RÁMU VOZÍKU

Při návrhu konstrukce rámu je důležité znát velikost a působení sil, které na něj působí. Při provozu je pak důležité správné rozmístění nákladu, kdy je třeba těžké předměty umisťovat na dno korby, aby těžiště bylo co nejnižší, a rovnoměrně na obě strany podélné osy vozíku. Pro zjednodušení výpočtu bude uvažováno statické zatížení a vliv dynamického zatížení bude zohledněn navýšením hmotnosti.

2.1 Návrh konstrukce rámu

Jako nejvhodnější řešení pro rám byl zvolen svařovaný páteřový rám z ocelových profilů. Rozměry rámu vycházejí z použité sklolaminátové korby vozíku Pav o objemu 105 l. Odpružení vozíku je řešeno dvěma tlačnými pružinami uloženými v tukové náplni s možností regulace předpětí pružin šroubem v závislosti na zatížení vozíku. Na víku vozíku je uchycena zahrádka. Její maximální zatížení je 3 kg, přičemž jejím použitím se nezvyšuje dovolené zatížení vozíku 30 kg. Vozík je k motocyklu připevněn pomocí křížového kloubu, který mu dovoluje vodorovný a svislý pohyb nezávisle na motocyklu. Naklopení vozíku do zatáček je stejné jako u motocyklu, což přispívá ke komfortnější jízdě. Tažné zařízení motocyklu (obr. 2.3) musí být pevně uchyceno na 4 místech motocyklu. A to na stupačkách spolujezdce a zadní podsedlové části. Použitá pneumatika Mitas B1 umožňuje maximální zatížení 100 kg a maximální rychlost 100 km/hod. Předběžný návrh rozměrů vozíku je zobrazen na obr. 2.1 a hodnoty pak v tab. 2.1. Pro tento předběžný návrh budou provedeny pevnostní výpočty.



Obr. 2.1 Konstrukční návrh vozíku

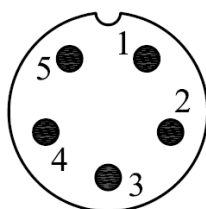
Tab. 2.1 Základní rozměry vozíku

Základní rozměry vozíku	
rozměr	mm
L	950
H	796
D	300
h	500

Tab. 2.2 Zapojení elektroinstalace vozíku

Zapojení elektroinstalace		
Označení	Zapojení	Drát
1	koncové světlo	hnědý
2	brzdové světlo	bílý
3	blinkr - pravý	modrý
4	blinkr - levý	žlutý
5	- pól	zelený

Zapojení elektroinstalace vozíku je řešeno pomocí 5-ti kolíkového konektoru (obr.2.2). Jednotlivé dráty je třeba připojit na odpovídající místa na motocyklu (tab. 2.2).



Obr. 2.2 Konektor



Obr. 2.3 Tažné zařízení pro motocykl Jawa 350/640

3 PROVOZNÍ SÍLY PŮSOBÍCÍ NA RÁM VOZÍKU

Pro celý výpočet bude uvažována hmotnost samotného vozíku 20 kg a náklad bude uvažován jako dvojnásobek maximálního zatížení: $2 \cdot 30\text{kg} = 60\text{ kg}$. Celkem tedy $m = 80\text{ kg}$. Zjednodušení působících sil a následný výpočet je proveden dle literatury [4, 10].

3.1 Síla od zrychlení

Síla od zrychlení byla určen výpočtem z naměřených hodnot zrychlení motocyklu Jawa 350/640, pro který je tento vozík navržen. Při měření bylo měřeno zrychlení z 0 na 100 km/h a to pouze motocyklu s řidičem, kdy je velikost zrychlení maximální. Tímto jsou zohledněny některé působící síly, například odpor větru nebo působení bočního větru, které ve výpočtu nejsou dále uvažovány. Po připojení vozíku je zrychlení podstatně menší. Měření bylo provedeno 10x (tab. 3.1) s následným výpočtem středních hodnot zrychlení. Pro zrychlení motocyklu je uvažován pohyb rovnoměrně zrychlený.

Tab. 3.1 Měření zrychlení motocyklu Jawa 350/640

číslo měření	počáteční rychlost v_i [ms^{-1}]	konečná rychlost v_i [ms^{-1}]	čas do zrychlení t_i [s]	vypočtené zrychlení a_i [ms^{-2}]
1	0	27,78	12,85	2,16
2	0	27,78	11,96	2,32
3	0	27,78	12,85	2,16
4	0	27,78	12,42	2,24
5	0	27,78	12,39	2,24
6	0	27,78	12,25	2,27
7	0	27,78	12,58	2,21
8	0	27,78	12,45	2,23
9	0	27,78	12,67	2,19
10	0	27,78	12,54	2,22
Průměrná hodnota:				2,22

Pro úplnost je zde uveden příklad výpočtu zrychlení

$$a_1 = \frac{v_1}{t_1} = \frac{27,78}{12,85} = 2,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (3.1)$$

a výpočet průměrné hodnoty zrychlení

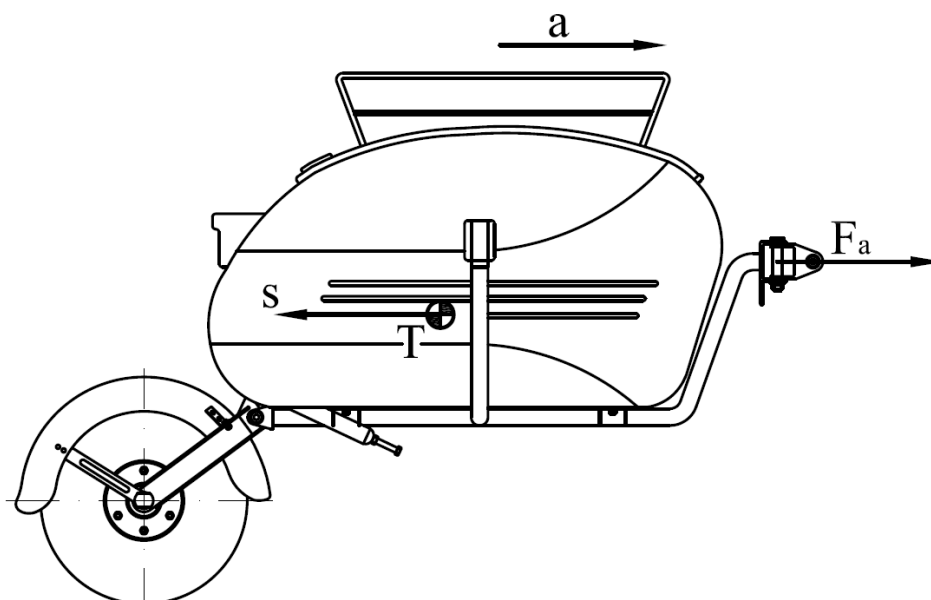
$$a = \frac{\sum_{i=1}^n a_i}{n} = \frac{2,16 + 2,32 + 2,16 + \dots + 2,24}{10} = 2,22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (3.2)$$

Síla F_a která působí při zrychlení na rám vozíku je znázorněna na obr. 3.1. Ve směru zrychlení musí platit rovnováha sil mezi akcelerační silou F_a a setrvačnou silou S , proto je možno napsat:

$$S = F_a$$

z tohoto vztahu lze vyjádřit

$$F_a = m \cdot a = 80 \cdot 2,22 = 177,6 \text{ N} \quad (3.3)$$



Obr. 3.1 Působení síly od zrychlení

Maximální síla, která působí na rám při zrychlení je $F_a = 177,65 \text{ N}$.

3.2 Síla od brzdění

Síla od brzdění (obr. 3.2) byla určena obdobně jako u zrychlení, tedy měřením. Měřena byla brzdná dráha motocyklu s jezdce z rychlosti 60 km/hod do úplného zastavení při plném použití přední i zadní brzdy. Hodnota síly je ovlivněna povrchem a teplotou vozovky. Měření bylo provedeno na suchém betonovém povrchu při teplotě 19 °C. Připojením vozíku se brzdná síla působící do rámu vozíku sníží, neboť se prodlouží potřebná brzdná dráha. Takto vzniklá přídatná brzdná síla působí v rámu motocyklu. Měření bylo provedeno 10x (tab. 3.2) a následně byly vypočteny střední hodnoty zpomalení obdobně jako v kapitole 3.1. Při brzdění motocyklu je uvažován pohyb rovnoměrně zpomalený.

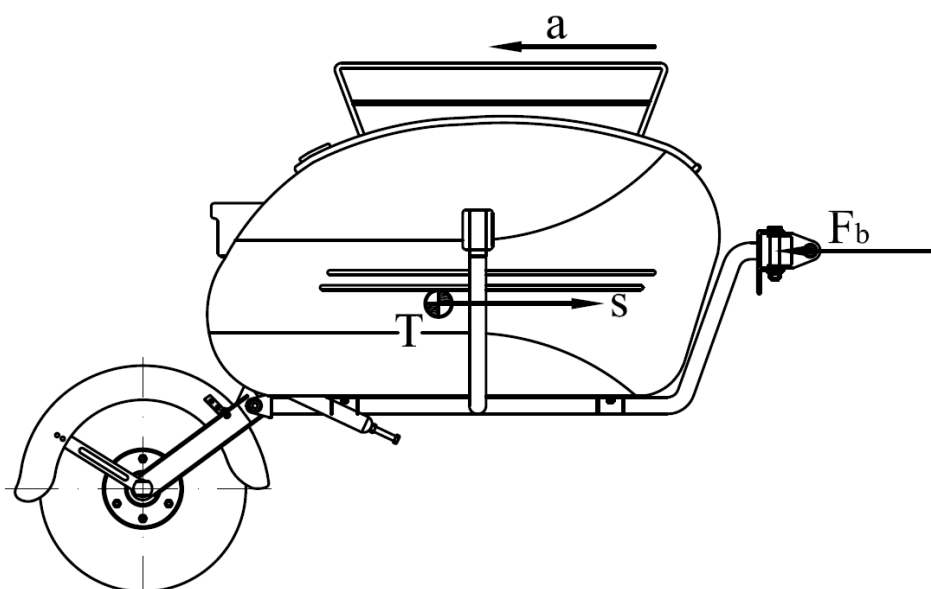
Tab. 3.2 Měření brzdné dráhy motocyklu Jawa 350/640

číslo měření	počáteční rychlost v_i [ms^{-1}]	konečná rychlost v_i [ms^{-1}]	brzdná dráha s [m]	vypočtené zpomalení a_i [ms^{-2}]
1	16,67	0,00	10,52	13,20
2	16,67	0,00	11,37	12,22
3	16,67	0,00	12,02	11,55
4	16,67	0,00	11,28	12,31
5	16,67	0,00	10,76	12,91
6	16,67	0,00	10,55	13,16
7	16,67	0,00	11,58	11,99
8	16,67	0,00	11,64	11,93
9	16,67	0,00	11,22	12,38
10	16,67	0,00	11,07	12,55
Průměrná hodnota:				12,42

$$a_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{v_1^2}{s_1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{16,67^2}{10,52} = 13,20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (3.4)$$

Z rovnováhy sil pak lze napsat:

$$F_B = m \cdot a = 80 \cdot 12,42 = 993,6 \text{ N} \quad (3.5)$$



Obr. 3.2 Působení brzdné síly F_b

Maximální síla, která působí na rám vozíku při brzdění je $F_B = 993,6 \text{ N}$.

3.3 Síla od překážky na vozovce

Na sílu, která vzniká při přejezdu přes překážku má největší vliv svislé zatížení vozíku, tedy hmotnost samotného vozíku a hmotnost nákladu. Pro výpočet je třeba uvažovat zjednodušující podmínky:

- při přejezdu přes překážku nedochází ke zpomalení vozíku $\rightarrow a = \text{konst.}$
- svislá reakce R_{Ay} je při pohybu i klidu stejná $\rightarrow R_{Ay} = \text{konst.}$
- tlumič vlivem nárazu zachytí veškerou sílu, tedy vykoná pohyb přímočarý vratný

Z poměru délek e a f je třeba rozložit tíhovou sílu na síly G_e a G_f v místě působení na rám:

$$G_e = m \cdot g \cdot \frac{f}{e+f} = 80 \cdot 9,81 \cdot \frac{259}{141+259} = 508,16 \text{ N} \quad (3.5)$$

Obdobně je pak $G_f = 276,64 \text{ N}$

Dle obr. 3.3 je možné určit velikosti reakcí R_{Ay} a R_{By} :

$$\sum M_B = 0$$

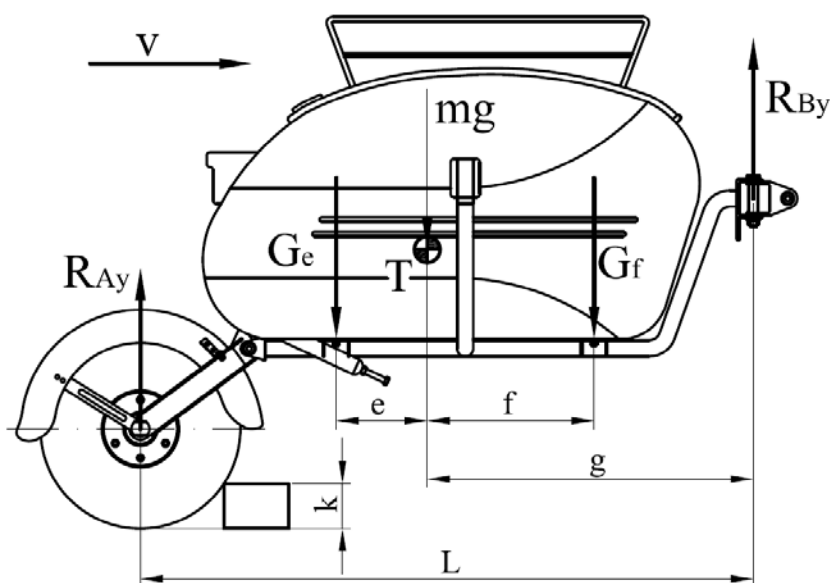
$$R_{Ay} \cdot L - G_e \cdot (e + g) - G_f \cdot (g - f) = 0 \Rightarrow R_{Ay} = \frac{G_e \cdot (e + g) + G_f \cdot (g - f)}{L} = \frac{508,16 \cdot (141 + 505,9) + 276,64 \cdot (505,9 - 259)}{950} = 410,28 \text{ N} \quad (3.6)$$

kde $L = 950 \text{ mm}$ je vzdálenost mezi osou kola a kloubovým křížem vozíku (viz. tab. 2.1)

$g = 505,9 \text{ mm}$ je vzdálenost těžiště od kloubu vozíku (zjištěno v programu Autodesk Inventor)

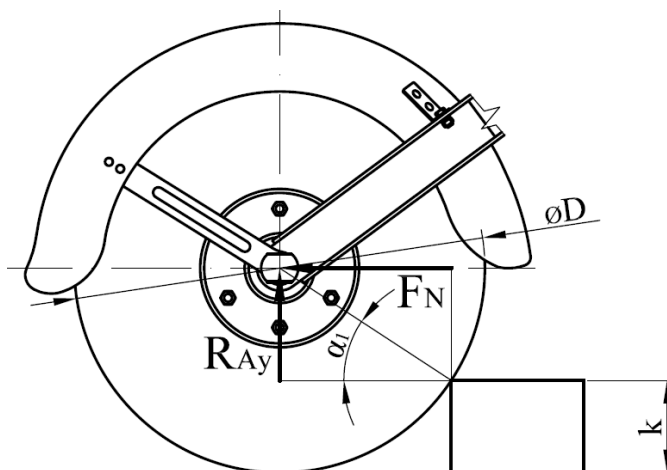
$e = 141 \text{ mm}$ je vzdálenost těžiště od působící síly G_e na rám

$f = 259 \text{ mm}$ je vzdálenost těžiště od působící síly G_f na rám



Obr. 3.3 Rozložení sil těsně před nárazem

Velikost síly, která vznikne při nárazu vozíku od překážky je velmi obtížné určit. Pro přesné hodnoty by bylo třeba provést měření. Výpočet byl proto zjednodušen. Působení reakce R_{Ay} bude uvažován do středu kola, a ta bude také uvažována jako svislá složka nárazové síly F_N . Dle obr. 3.4 je pak možné určit vodorovnou složku nárazové síly F_N .



Obr. 3.4 Rozklad sil při nárazu

Výška nerovnosti je uvažována 70 mm, to odpovídá výšce obrubníku, či výmolům v silnici.

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{\frac{D}{2} - k}{\frac{D}{2}} = \arcsin \frac{\frac{300}{2} - 70}{\frac{300}{2}} = 32,23^\circ \quad (3.7)$$

Vodorovná složka nárazové síly je pak:

$$F_N = \frac{R_{Ay}}{\tan \alpha_1} = \frac{410,28}{\tan 32,23} = 650,74 \text{ N} \quad (3.8)$$

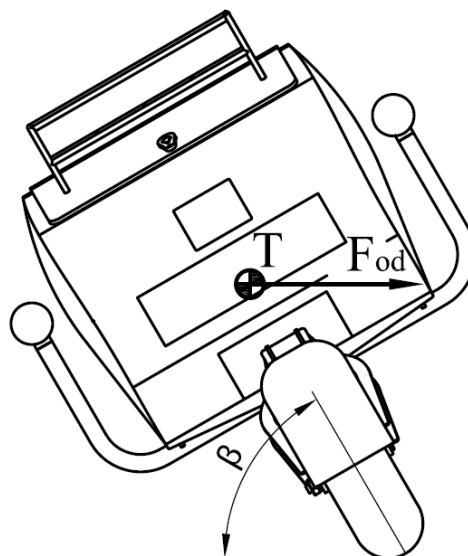
Maximální síla, která působí na rám při přejetí překážky je $F_N = 650,74 \text{ N}$.

3.4 Odstředivá síla

Při průjezdu vozíku zatáčkou na něj působí odstředivá síla, která je závislá na okamžité rychlosti, hmotnosti a poloměru zatáčky. Pro výpočet je třeba uvažovat zjednodušující podmínky (obr. 3.5):

- vozík se v zatáčce pohybuje konstantní rychlostí $\rightarrow v = \text{konst.}$
- maximální úhel naklonění vozíku v zatáčce je $\beta = 70^\circ$

Úhel $\beta = 70^\circ$ je extrémní úhel kdy se stupačka motocyklu opře o silnici a větší náklon by znamenal pád.



Obr. 3.5 Působení odstředivé síly

$$F_{od} = \frac{m \cdot v^2}{R} = \frac{80 \cdot 19,44^2}{50} = 604,94 \text{ N} \quad (3.7)$$

kde $v = 70 \text{ km/hod}$ tj. $19,44 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ je konstantní rychlost při průjezdu zatáčkou
 $R = 50 \text{ m}$ je uvažovaný poloměr zatáčky.

Maximální síla, která působí na rám při průjezdu zatáčkou je $F_{od} = 302,47 \text{ N}$.

3.5 Valivý odpor

Valivý odpor vzniká deformací pneumatiky a vozovky. Reakce vozovky je stejně velká jako zatížení kola, tzn. vzniká silová dvojice neboli moment. Tento moment vyvolá vodorovnou reakci O_{fk} , která působí ve středu kola proti jeho pohybu. Platí tedy:

$$O_{fk} = R_{Ay} \cdot f_k \quad (3.8)$$

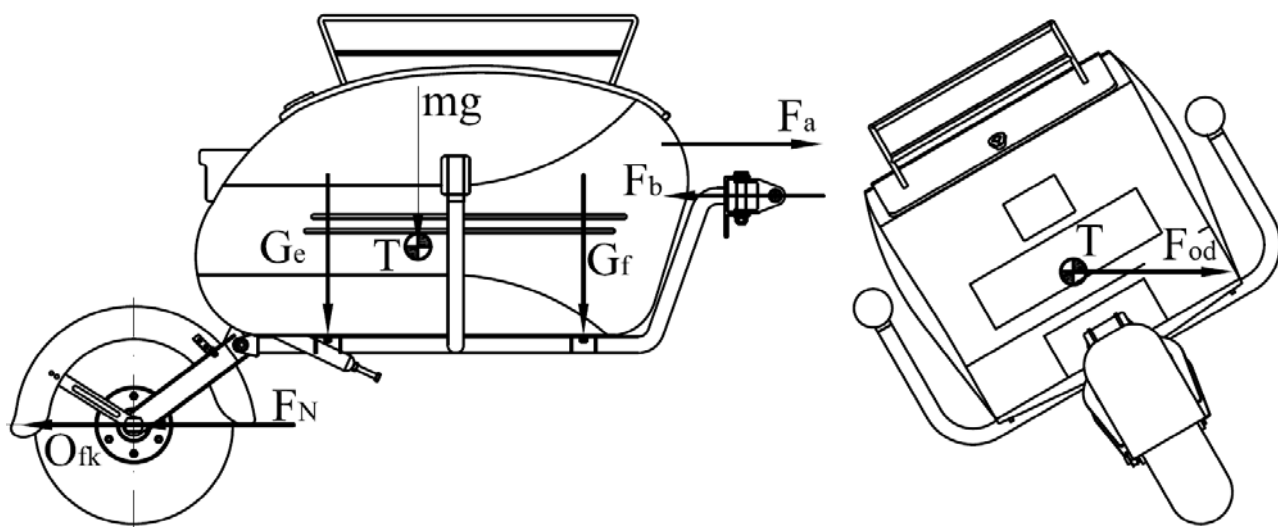
Tab. 3.3 Součinitel valivého odporu [5]

Povrch	f_k [-]	Povrch	f_k [-]
asfalt	0,01 - 0,02	polní cesta - mokrá	0,08 - 0,20
beton	0,015 - 0,025	travnatý terén	0,08 - 0,15
dlažba	0,02 - 0,03	čerstvý sníh	0,20 - 0,40
makadam	0,03 - 0,04	bahnitá půda	0,20 - 0,40
polní cesta - suchá	0,04 - 0,015	náledí	0,01 - 0,025

Podle tab. 3.3 bude pro výpočet uvažován součinitel valivého odporu $f_k = 0,03$, což odpovídá styku pneumatiky s asfaltovým povrchem, pro který je vozík určen.

3.6 Působící síly na rám vozíku

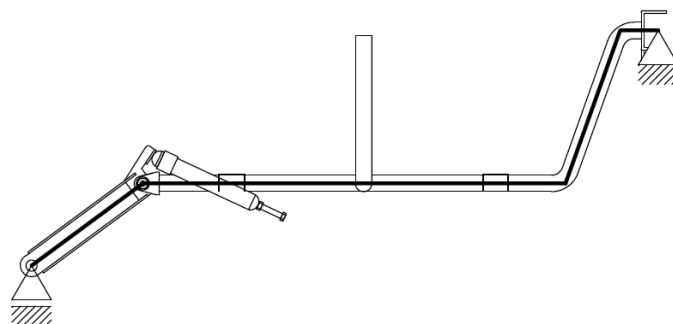
Působení dynamických sil, které při provozu vznikají, např. při přejezdu přes nerovnosti na vozovce nebo sjetím z obrubníku, budou při dalším výpočtu uvažovány jako statické zatížení s dvojnásobnou tíhovou silou nákladu. Kontrolní výpočet zatížení rámu provedu pro různé kombinace působení sil v následující kapitole. Na obrázku 3.6 jsou zobrazeny uvažované působící síly na vozík.



Obr. 3.6 Síly působící na vozík

4 PRŮBĚH OHYBOVÝCH MOMENTŮ V RÁMU VOZÍKU

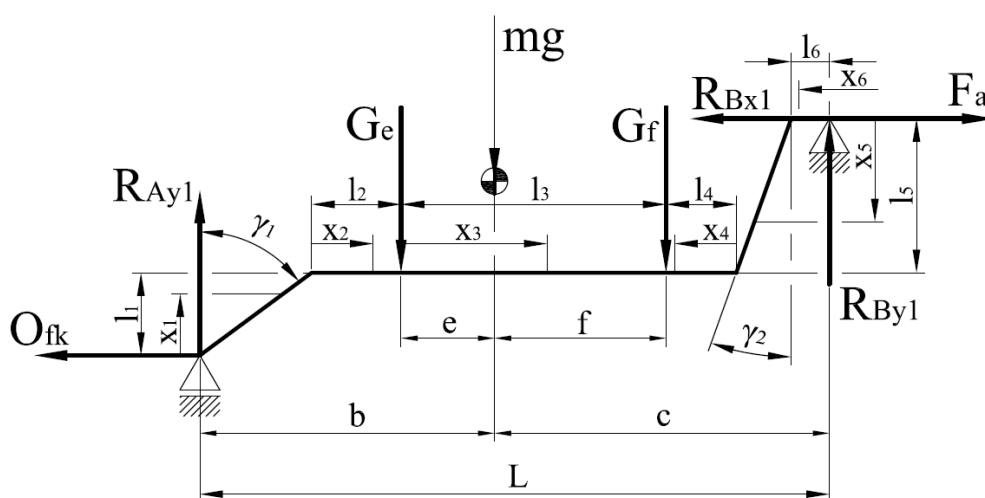
Při výpočtu ohybových momentů bude uvažován mezní stav tlumičů, kdy dojde k dorazu, a tedy všechny síly, které budou působit od kyvné vidlice, se přenesou do rámu. Rám vozíku bude zjednodušeně uvažován jako lomený nosník (obr. 4.1). Provozní zatížení vozíku, bude reprezentováno třemi variantami působení sil a následovat bude výpočet reakcí a ohybových momentů v kritických místech.



Obr. 4.1 Zjednodušení rámu vozíku

4.1 První varianta působení sil

Při této variantě výpočtů bude uvažováno, že na rám vozíku působí tíhová síla od hmotnosti vozíku a nákladu, síla od zrychlení (F_a) a valivý odpor, který vzniká při jízdě proti směru pohybu vozíku (O_{fk}). Působení takto zavedených sil je zobrazeno na obr. 4.2. V tabulce 4.1 jsou hodnoty délkových rozměrů a v tabulce 4.2 hodnoty úhlových rozměrů.



Obr. 4.2 Působení sil první varianty zatížení

Tab. 4.1 Délkové rozměry

Délkové rozměry [mm]	
l_1	98
l_2	135,1
l_3	400
l_4	106,1
l_5	233
l_6	57,9
b	461,8
c	505,9
e	141
f	259
L	967,7

Tab. 4.2 Úhlové rozměry

Velikosti úhlů [°]	
γ_1	62,2
γ_2	20

Příklad výpočtů sil a ohybových momentů**- výpočet reakcí**

$$\sum M_B = 0; R_{Ay1} \cdot L + O_{fk} \cdot (l_1 + l_5) - G_e \cdot (c + e) - G_f \cdot (c - f) = 0 \Rightarrow \quad (4.1)$$

$$\text{kde} \quad O_{fk} = R_{Ay1} \cdot f_k$$

$$\Rightarrow R_{Ay1} = \frac{G_e \cdot (c + e) + G_f \cdot (c - f)}{L + f_k \cdot (l_1 + l_5)} = \frac{508,16 \cdot (505,9 + 141) + 276,64 \cdot (505,9 - 259)}{967,7 + 0,03 \cdot (98 + 233)} = 407,49 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0; R_{Ay1} - G_e - G_f + R_{By1} = 0 \Rightarrow R_{By1} = G_e + G_f - R_{Ay1} = 508,16 + 276,64 - 407,49 = 377,31 \text{ N} \quad (4.2)$$

$$\sum M_A = 0; R_{By1} \cdot L + R_{Bx} \cdot (l_1 + l_5) - F_a \cdot (l_1 + l_5) - G_f \cdot (b + f) - G_e \cdot (b - e) = 0 \Rightarrow \quad (4.3)$$

$$\Rightarrow R_{Bx} = \frac{F_a \cdot (l_1 + l_5) + G_f \cdot (b + f) + G_e \cdot (b - e) - R_{By1} \cdot L}{(l_1 + l_5)} = \frac{177,65 \cdot (98 + 233) + 276,64 \cdot (461 + 259) + 508,16 \cdot (461 - 141) - 377,31 \cdot 967,7}{(98 + 233)} = 169,5 \text{ N}$$

$$O_{fk} = R_{Ay1} \cdot f_k = 407,49 \cdot 0,03 = 8,15 \text{ N} \quad (4.4)$$

- výpočet průběhů ohybových momentů

$$x_1 \in \langle 0; l_1 \rangle \quad (4.5)$$

$$M_{o1x1} = R_{Ay1} \cdot x_1 \cdot \text{tg } \gamma_1 + O_{fk} \cdot x_1$$

pro $x_1 = 0$

$$M_{01x1} = 0 \quad (4.6)$$

$$\text{pro } x_1 = l_1$$

$$M_{01x1} = R_{Ayl} \cdot l_1 \cdot \text{tg } \gamma_1 + O_{fk} \cdot l_1 = 407,49 \cdot 98 \cdot \text{tg } 62,2 + 8,15 \cdot 98 = 76470,47 \text{ Nmm} \quad (4.6)$$

$$x_2 \in \langle 0; l_2 \rangle \quad (4.7)$$

$$M_{01x2} = R_{Ayl} \cdot (l_1 \cdot \text{tg } \gamma_1 + x_2) + O_{fk} \cdot l_1$$

$$\text{pro } x_2 = 0$$

$$M_{01x2} = R_{Ayl} \cdot (l_1 \cdot \text{tg } \gamma_1) + O_{fk} \cdot l_1 = 407,49 \cdot (98 \cdot \text{tg } 62,2) + 8,15 \cdot 98 = 76470,47 \text{ Nmm} \quad (4.8)$$

$$\text{pro } x_2 = l_2$$

$$M_{01x2} = R_{Ayl} \cdot (l_1 \cdot \text{tg } \gamma_1 + l_2) + O_{fk} \cdot l_1 = 407,49 \cdot (98 \cdot \text{tg } 62,2 + 135,1) + 8,15 \cdot 98 = 131523,02 \text{ Nmm} \quad (4.9)$$

$$x_3 \in \langle 0; l_3 \rangle \quad (4.10)$$

$$M_{01x3} = R_{Ayl} \cdot (l_1 \cdot \text{tg } \gamma_1 + l_2 + x_3) + O_{fk} \cdot l_1 - G_e \cdot x_3$$

$$\text{pro } x_3 = 0$$

$$M_{01x3} = R_{Ayl} \cdot (l_1 \cdot \text{tg } \gamma_1 + l_2) + O_{fk} \cdot l_1 = 407,49 \cdot (98 \cdot \text{tg } 62,2 + 135,1) + 8,15 \cdot 98 = 131523,02 \text{ Nmm} \quad (4.11)$$

$$\text{pro } x_3 = l_3$$

$$M_{01x3} = R_{Ayl} \cdot (l_1 \cdot \text{tg } \gamma_1 + l_2 + l_3) + O_{fk} \cdot l_1 - G_e \cdot l_3 = 407,49 \cdot (98 \cdot \text{tg } 62,2 + 135,1 + 400) + 8,15 \cdot 98 - 508,16 \cdot 400 = 91257,73 \text{ Nmm} \quad (4.12)$$

$$x_4 \in \langle 0; l_4 \rangle \quad (4.13)$$

$$M_{01x4} = R_{Byl} \cdot (l_6 + l_5 \cdot \text{tg } \gamma_1 + x_4) - F_a \cdot l_5 + R_{Bx} \cdot l_5$$

$$\text{pro } x_4 = 0$$

$$M_{01x4} = R_{Byl} \cdot (l_6 + l_5 \cdot \text{tg } \gamma_1) - F_a \cdot l_5 + R_{Bx} \cdot l_5 = 377,31 \cdot (57,9 + 233 \cdot \text{tg } 20) - 177,65 \cdot 233 + 169,5 \cdot 233 = 51225,65 \text{ Nmm} \quad (4.14)$$

$$\text{pro } x_4 = l_4$$

$$M_{01x4} = R_{Byl} \cdot (l_6 + l_5 \cdot \text{tg } \gamma_1 + l_4) - F_a \cdot l_5 - R_{Bx} \cdot l_5 = 377,31 \cdot (57,9 + 233 \cdot \text{tg } 20 + 106,1) - 177,65 \cdot 233 + 169,5 \cdot 233 = 91257,73 \text{ Nmm} \quad (4.15)$$

$$x_5 \in \langle 0; l_5 \rangle \quad (4.16)$$

$$M_{o1x5} = R_{By1} \cdot (l_6 + x_5 \cdot \operatorname{tg} \gamma_2) - F_a \cdot x_5 + R_{Bx} \cdot x_5$$

pro $x_5 = 0$

$$M_{o1x5} = R_{By1} \cdot l_6 = 377,31 \cdot 57,9 = 21845,97 \text{ Nmm} \quad (4.17)$$

pro $x_5 = l_5$

$$M_{o1x5} = R_{By1} \cdot (l_6 + l_5 \cdot \operatorname{tg} \gamma_2) - F_a \cdot l_5 + R_{Bx} \cdot l_5 = 377,31 \cdot (57,9 + 233 \cdot \operatorname{tg} 20) - 177,65 \cdot 233 - 169,5 \cdot 233 = 51225,65 \text{ Nmm} \quad (4.18)$$

$$x_6 \in \langle 0; l_6 \rangle \quad (4.19)$$

$$M_{o1x6} = R_{By1} \cdot x_6$$

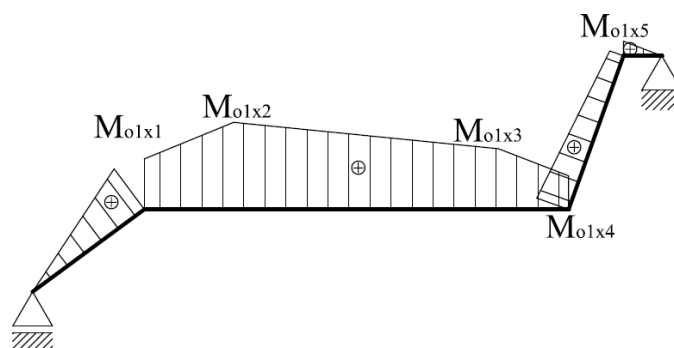
pro $x_6 = 0$

$$M_{o1x0} = 0 \text{ Nmm} \quad (4.20)$$

pro $x_6 = l_6$

$$M_{o1x6} = R_{By1} \cdot l_6 = 377,31 \cdot 57,9 = 21845,97 \text{ Nmm} \quad (4.21)$$

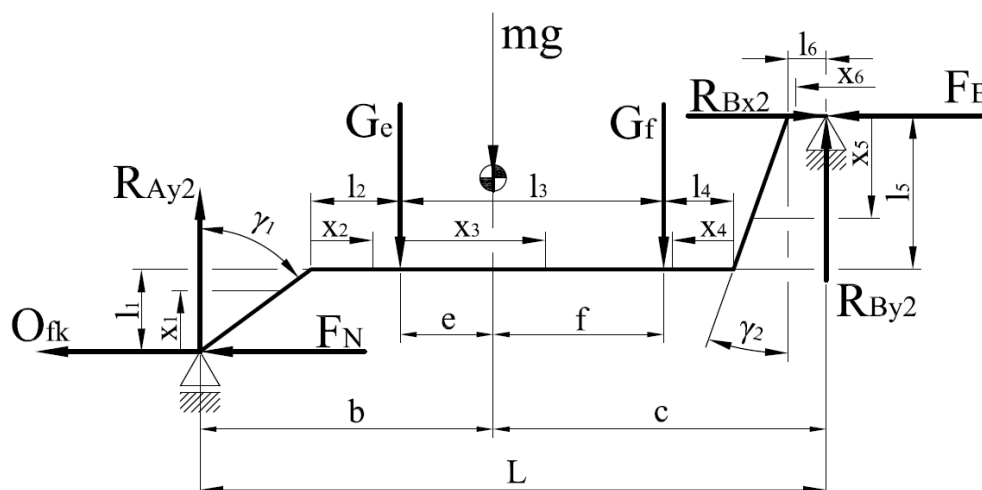
Průběh ohybových momentů první varianty působení sil je znázorněn na obr. 4.3.



Obr. 4.3 Průběh ohybových momentů první varianty

4.2 Druhá varianta působení sil

Při této variantě výpočtů bude uvažováno, že na rám vozíku působí tíhová síla od hmotnosti vozíku a nákladu, brzdná síla (F_B), síla od nárazu (F_N) a valivý odpor, který vzniká proti směru pohybu vozíku (O_{fk}). Tímto zavedením sil jsou nahrazeny dynamické účinky, které vznikají při přejezdu přes nerovnost na vozovce při brzdění. Působení takto zavedených sil je zobrazeno na obr. 4.4. Délkové a úhlové rozměry jsou uvažovány stejné jako u první varianty (tab. 4.1 a tab. 4.2)



Obr. 4.4 Působení sil druhé varianty výpočtu

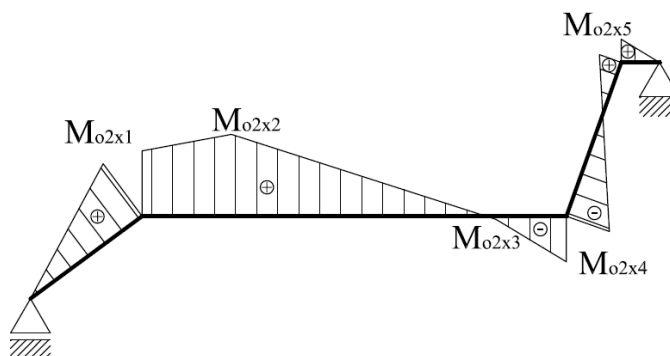
Výpočet reakcí a momentů

Výpočet byl proveden obdobně jako u první varianty v programu Microsoft Excel. Výsledky tohoto výpočtu jsou uvedeny v tabulce 4.3. Průběh ohybových momentů je naznačen na obr. 4.5.

Tab. 4.3 Zadaní a výsledky druhé varianty výpočtu

Působící síly				Reakce [N]		
F_B [N]	F_N [N]	m [kg]	O_{fk} [N]	R_{Av2}	R_{Bv2}	R_{Bx2}
993,67	650,74	80	3,73	186,42	598,38	1648,14

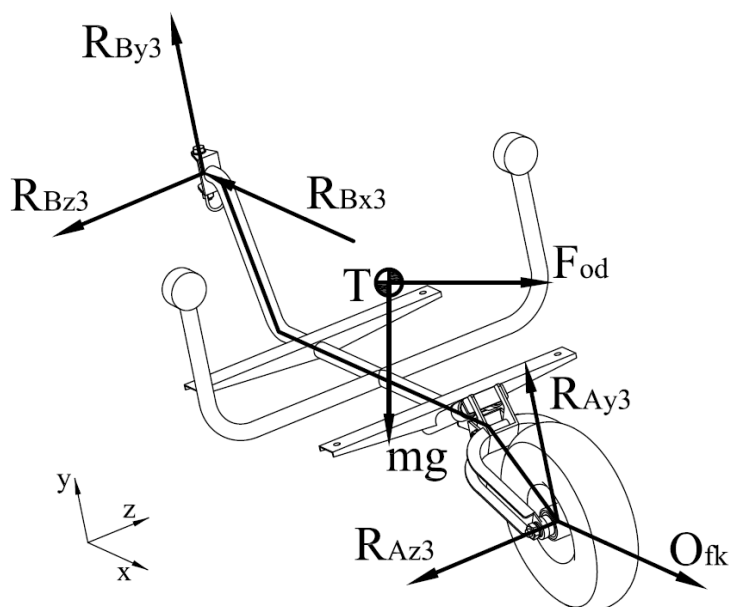
Ohybové momenty [Nmm]				
M_{o2x1}	M_{o2x2}	M_{o2x3}	M_{o2x4}	M_{o2x5}
98756,52	123942,34	-4751,44	-68239,18	34646,00



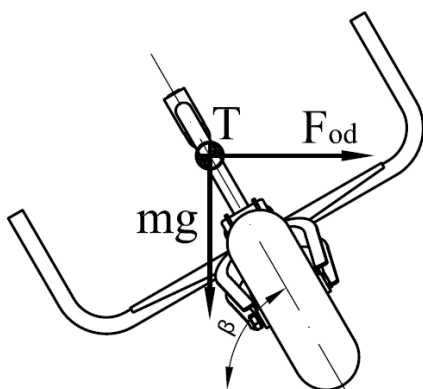
Obr. 4.5 Průběh ohybových momentů druhé varianty

4.3 Třetí varianta působení sil

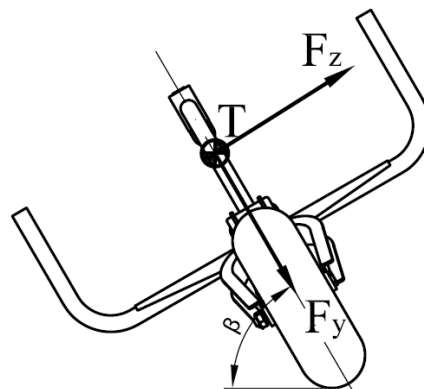
Při této variantě výpočtů bude uvažováno naklonění vozíku v neklopené zatáčce (viz. kap. 3.4). Je uvažováno, že na rám vozíku působí tíhová síla od hmotnosti vozíku a nákladu, odstředivá síla (F_{od}) a valivý odpor, který vzniká proti směru pohybu vozíku (O_{fk}). Průjezd zatáčkou je uvažován jako pohyb rovnoměrný, proto zde nebude uvažováno působení brzdné síly ani sílu od zrychlení. Takto zavedené síly jsou zobrazeny na obr. 4.6. Jejich působení je třeba rozložit do dvou rovin (obr. 4.7 a obr. 4.8). V těchto rovinách určit ohybové momenty kritických míst a následně určit výsledné ohybové momenty. Působení krutového napětí zde není uvažováno, protože ho analyticky není možné přesně určit. Délkové a úhlové rozměry jsou uvažovány stejné jako u první varianty (tab. 4.1 a tab. 4.2).



Obr. 4.6 Působení sil třetí varianty výpočtu

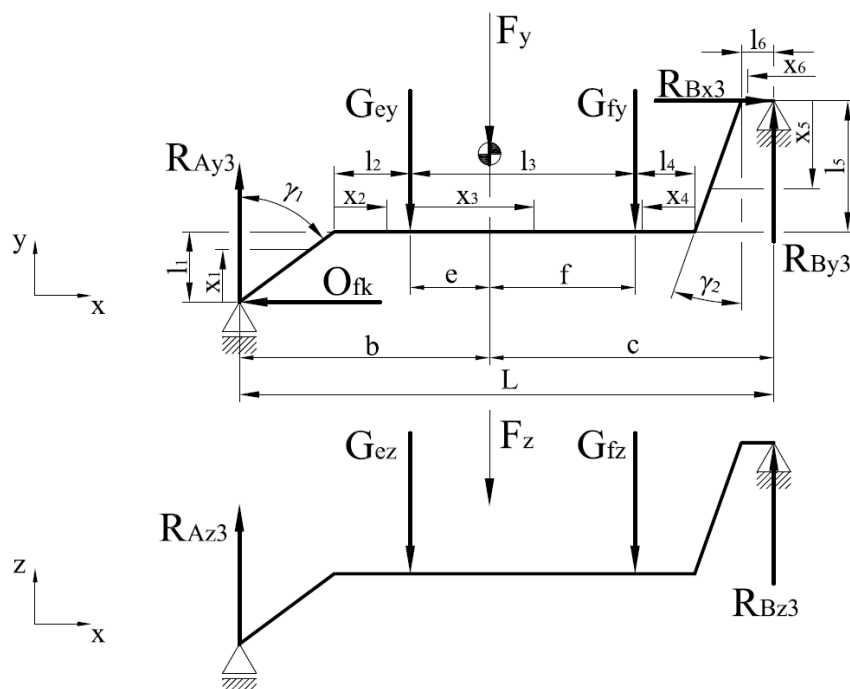


Obr. 4.7 Působení odstředivé a tíhové síly



Obr. 4.8 Rozklad sil do os vozíku

Obr. 4.9 zobrazuje působení sil při třetí variantě výpočtů. V tabulce 4.4 jsou uvedeny zadávací a výsledné hodnoty. Průběh ohybových momentů je naznačen na obr. 4.10.



Obr. 4.9 Rozklad sil třetí varianty výpočtu

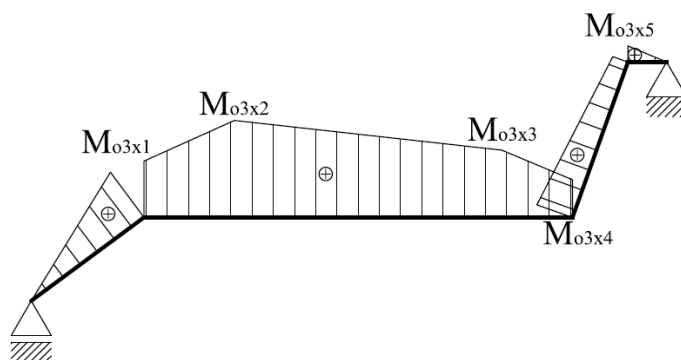
Tab. 4.4 Působení sil a ohybových momentů

Působící síly			Reakce [N]				
F_{od} [N]	m [kg]	O_{fk} [N]	R_{Ay3}	R_{Az3}	R_{By3}	R_{Bx3}	R_{Bz3}
370,37	80	8,97	448,69	41,62	415,45	8,97	37,99

Ohybové momenty v rovině x-y [Nmm]				
M_{03xyx1}	M_{03xyx2}	M_{03xyx3}	M_{03xyx4}	M_{03xyx5}
84201,79	144820,27	100484,08	56404,67	24054,64

Ohybové momenty v rovině x-z [Nmm]				
M_{03xzx1}	M_{03xzx2}	M_{03xzx3}	M_{03xzx4}	M_{03xzx5}
7729,32	13352,53	9380,79	5349,60	24054,64

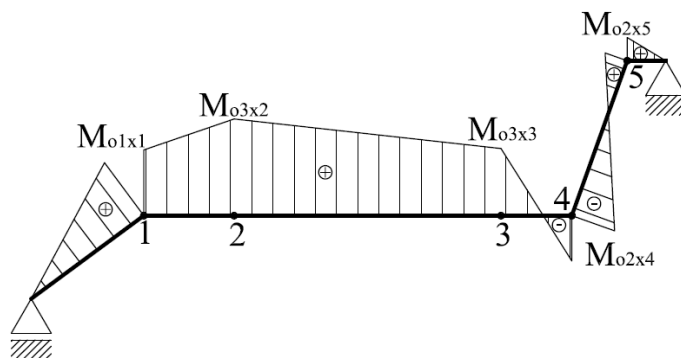
Výsledné ohybové momenty [Nmm]				
M_{03x1}	M_{03x2}	M_{03x3}	M_{03x4}	M_{03x5}
84555,81	145434,52	100921,00	56657,79	24155,03



Obr. 4.10 Průběh ohybových momentů třetí varianty

4.4 Přehled působení sil a momentů na rám vozíku

Z provedených třech variant výpočtů lze určit maximální působení reakcí. V kritických místech rámu pak ohybové momenty (obr. 4.11). Maximální velikosti reakcí a ohybových momentů jsou uvedeny v tab. 4.5.



Obr. 4.11 Výsledný průběh maximálních ohybových momentů

Tab. 4.5 Maximální velikosti reakcí a ohybových momentů

Maximální velikosti reakcí [N]				
R_{Ay3}	R_{Az3}	R_{By2}	R_{Bx2}	R_{Bz3}
448,69	41,62	598,38	1648,14	37,99

Maximální velikosti ohybových momentů [Nmm]				
M_{o2x1}	M_{o3x2}	M_{o3x3}	M_{o2x4}	M_{o2x5}
98756,52	145434,52	100921,00	-68239,18	34646,00

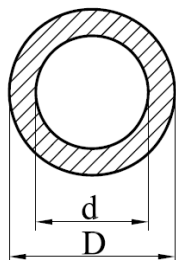
5 PEVNOSTNÍ KONTROLA RÁMU

Z předchozích výpočtů je třeba provést pevnostní kontrolu nosného profil vozíku tak, aby vydržel působení ohybových momentů s dostatečnou bezpečností. Jako hlavní nosný profil vozíku byla zvolen trubka z materiálu 11 523.0 s mezí kluzu $Re = 333$ MPa. Tento materiál byl vybrán z důvodů zaručené svařitelnosti a vhodnosti pro svařované trubkové konstrukce namáhané staticky a dynamicky.

5.1 Bezpečnost rámu vůči ohybu

V místě s největším ohybovým momentem je třeba vypočítat minimální bezpečnost. Podle kapitoly 4.4 je největší ohybový moment v místě 2 (viz obr. 4.11). V tomto místě bude při výpočtu uvažován pouze trubkový profil, z důvodů bezpečnosti. Ve skutečnosti je zde ještě vzpěra nesoucí korbu, která rám v tomto místě vyztužuje. Pro výpočet bezpečnosti uvažují minimální dovolenou bezpečnost $k_{DOV} = 2,5$. Tato hodnota byla zvolena s ohledem na zanedbané působení sil.

Rozměry průřezu (obr. 5.1) a velikost ohybového momentu jsou uvedeny v tabulce 5.1



Obr. 5.1 Průřez v kontrolovaném místě

Tab. 5.1 Tabulka hodnot

Rozměry profilu [mm]		Maximální ohybový moment [Nmm]
D	d	M_{03x2}
25	17	145434,52

Ohybové napětí v průřezu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{03x2}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{145434,52}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{25^4 - 17^4}{25}} = 120,59 \text{ MPa} \quad (5.1)$$

Bezpečnost vůči ohybu:

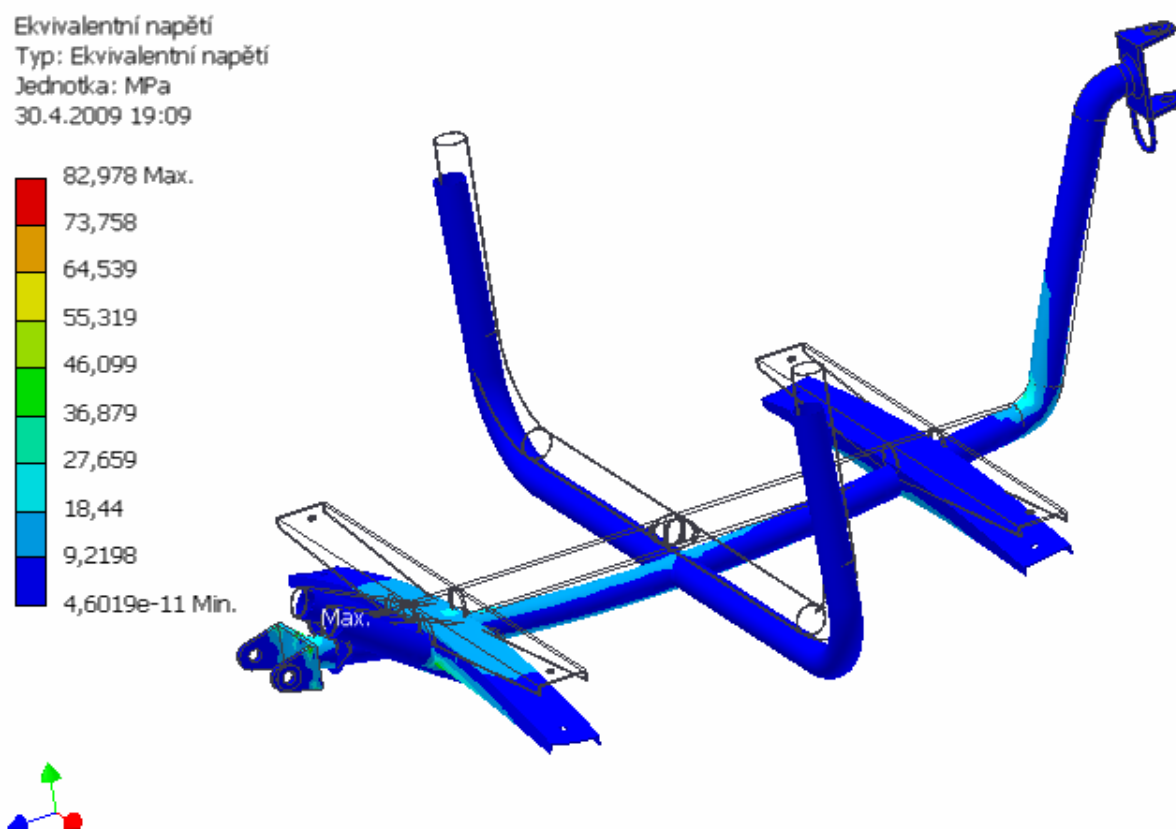
$$k = \frac{Re_{11523}}{\sigma_o} = \frac{333}{120,59} = 2,76 \quad (5.2)$$

$$k > k_{DOV}$$

Vypočtená bezpečnost je menší než dovolená → rám vůči ohybu vyhovuje.

5.2 Ověření výpočtu pomocí metody konečných prvků

Ověření výpočtu bylo provedeno v pevnostní analýze programu Autodesk Inventor 2008. Ovšem kvůli omezené práci se sítí modelu nejsou výsledky této analýzy přesné. Ke zjištění průběhu napětí je ovšem dostačující. Síla, která na rám působí od kyvné vidlice při dorazu byla určena graficky.



Obr. 5.2 Ekvivalentní napětí v rámu vozíku určené pomocí MKP

Bezpečnost vůči ohybu:

$$k_s = \frac{Re_{11523}}{\sigma_o} = \frac{333}{82,98} = 4,01 \quad (5.3)$$

$$k_s > k_{DOV}$$

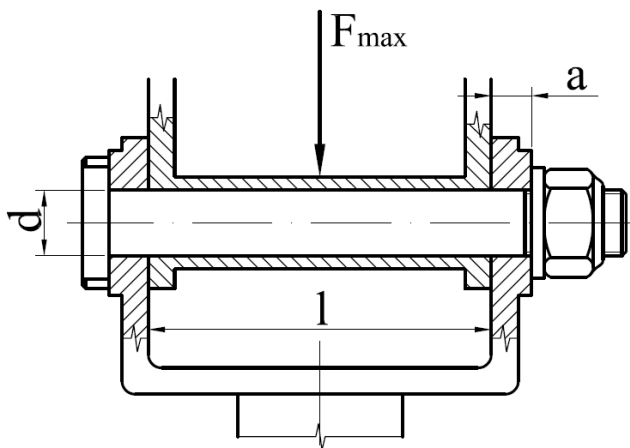
Bezpečnost určená pomocí MKP je menší než dovolená → rám vyhovuje.

6 NÁVRH OSY ZÁVĚSU

Připojení vozíku k motocyklu je řešeno pomocí křížového kloubu. Tento kříž se může natáčet na neotočných osách. Proti pootočení je z jedné strany osa zajištěna pomocí závory, která je přivařena na rám. Z druhé strany je osa zajištěna samojistící maticí.

6.1 Návrh průměru osy závěsu

Výpočet osy je převzat ze skript [2]. Osa je navržena z materiálu 11 600.0 s mezí kluzu $R_e = 295 \text{ MPa}$. Rozměry a a l (tab. 6.1) vycházejí z použitých polotovarů, z kterých je rám zhotoven. Je tedy třeba provést výpočet průměru osy a kontroly na otláčení. Schéma uložení osy je zobrazeno na obrázku 6.1.



Obr. 6.1 Schéma uložení osy

Tab. 6.1 Rozměry uložení

Rozměry [mm]	
a	7
l	52

Výpočet průměru osy:

Průměr osy je odvozen z největšího ohybového namáhání. Dle literatury tedy platí:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_{\max} \cdot (a + l) \cdot k_s}{\pi \cdot R_{e11600}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1753,40 \cdot (7 + 52) \cdot 1,8}{\pi \cdot 295}} = 11,71 \text{ mm} \quad (6.1)$$

kde $F_{\max} = 1753,40 \text{ N}$ je maximální výsledná síla působící na osu. Síla vychází z tab. 4.5, přičemž působení síly v ose z neuvažují.

$$F_{\max} = \sqrt{R_{By2}^2 + R_{Bx2}^2} = \sqrt{598,38^2 + 1648,14^2} = 1753,40 \text{ N} \quad (6.2)$$

$k_s = 1,8 [-]$ je zvolená statická bezpečnost s ohledem na možné dynamické namáhání

Dle rovnice 6.1 byl zvolen průměr osy $d = 12 \text{ mm}$.

6.2 Kontrola měrného středního tlaku

- kontrola tlaku na ukládací ploše

$$p_1 = \frac{F}{l \cdot d} = \frac{1753,40}{52 \cdot 12} = 2,81 \text{ MPa} \quad (6.3)$$

$$p_1 < p_{D1} \quad (6.4)$$

kde $p_{D1} = 5 \text{ MPa}$, což odpovídá dovolenému měrnému tlaku styku nekalené oceli na kompozitu dle [2]

Střední měrný tlak na ukládací ploše je menší než doložený ➔ ukládací plocha vyhovuje.

- kontrola tlaku uložení čepu osy v rámu

$$p_2 = \frac{F}{2 \cdot a \cdot d} = \frac{1753,40}{2 \cdot 7 \cdot 12} = 10,44 \text{ MPa} \quad (6.5)$$

$$p_2 < p_{D2} \quad (6.6)$$

kde $p_{D2} = 100 \text{ MPa}$ je dovolený měrný tlak čepu pevné osy dle [2]

Střední měrný tlak uložení čepu osy v rámu je menší než dovolený ➔ uložení vyhovuje.

7 ZÁVĚR

Dle zadaných parametrů byl navržen přívěsný vozík za motorku (obr. 7.1) s ocelovým svařovaným rámem, tak aby byl dostatečně pevný, vyhovoval podmínkám bezpečnosti a bylo by možné jeho použití v běžném silničním provozu. Proto je zkonstruován pro maximální přípustnou rychlost 100 km/hod. Rychlost je však třeba přizpůsobit stavu vozovky a schopnostem jezdce. Pro provoz na veřejných komunikacích by bylo nutné provést zátěžové testy nejen celého vozíku ale i tažného zařízení ve specializované zkušebně. Součástí dodávky vozíku by byl technický průkaz, manuál údržby vozíku a návod k zapojení elektroinstalace.

Součástí bakalářské práce bylo i experimentální měření hodnot zrychlení a brzdné dráhy motocyklu. A takto zjištěné hodnoty byly použity při výpočtech. Pevnostně byly zkontrolovány důležité místa vozíku, a tento výpočet byl také ověřen pomocí metody konečných prvků. Z výsledků vyplývá, že konstrukce rámu je dostatečně pevná pro předpokládané zatížení a jsou tedy splněny všechny cíle bakalářské práce.



Obr. 7.1 Přívěsný vozík za motorku

8 POUŽITÁ LITERATURA

Knihy a příručky:

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Albra - Pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2003., ISBN 80-86490-74-2.
- [2] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1.vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 130s., ISBN 978-80-248-1860-3.
- [3] LIŠČÁK, Š., MATĚJKA, R., RIEVAJ, V., ŠULGAN, M.: *Podvozky cestných vozidel*. EDIS – vydavatelstvo ŽU, Žilina. 2006. 136s., ISBN 80-8070-588-7.
- [4] MATĚJKA, R.: *Vozidla silniční dopravy II*. Vysoká škola dopravy a spojov v Žiline, Žilina. 1994., ISBN 80-7100-074-4.
- [5] VLK, F.: *Dynamika motorových vozidel*. 1. vyd. Nakladatelství a vydavatelství VLK, Brno, 2000. 434 s. ISBN 80-238-5273-6.
- [6] Zákon č. 56/2001 Sb. ze dne 10. ledna 2001 o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.
- [7] BOLDIŠ, P.: *Bibliografické citace dokumentu podle CSN ISO 690 a CSN ISO 690-2: Část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentu*. Verze 3.0 (2004). c 1999–2004, poslední aktualizace 11. 11.2004. URL: <<http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf>>.
- [8] ŠÍMA, J.: Kobras v testu. *Supermoto: časopis o motorkách a lidech kolem nich*, září 2006, roč. 9, č. 8, s. 61.

Literatura pro výkresy:

- [9] ŠVERCL, J.: *Technické kreslení a deskriptivní geometrie*. Scientia – Pedagogické nakladatelství, Praha, 2003. ISBN 80-7183-297-9
- [10] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 72s., ISBN 978-80-248-0878-9

Internet:

- [11] BARTUŠ, J.: *Přívěsné vozíky za motocykl* [online]. c2003, poslední revize 18.2.2009 [cit.2009-03-03]. Dostupné z: <<http://motomagazin.cz/index.php?action=vozik&menu=10&pos=voziky>>

- [12] <http://www.volny.cz/cz180/pics/moto/pav/pav1.jpg>
- [13] http://www.kobras.cz/data/obrazky/obrazek/111510000004_029.jpg
- [14] <http://motovoziky.cz/images/stories/zakladni-design/vinovo-seda.jpg>
- [15] <http://www.schoolhousemcacc.com/images/Chrome%20Trailer.jpg>
- [16] http://www.wm-trailer.de/bilder/galerie_gross/harley_road_king_5.jpg
- [17] <http://www.cyclope2000.com/photos/Cyclope%202007/slides/Photo%20juillet%202007%20003.jpg>
- [18] http://www.kobras.cz/data/images/full/112510000001_000.jpeg

Použitý software:

Microsoft Office Word 2003

Microsoft Office Powerpoint 2003

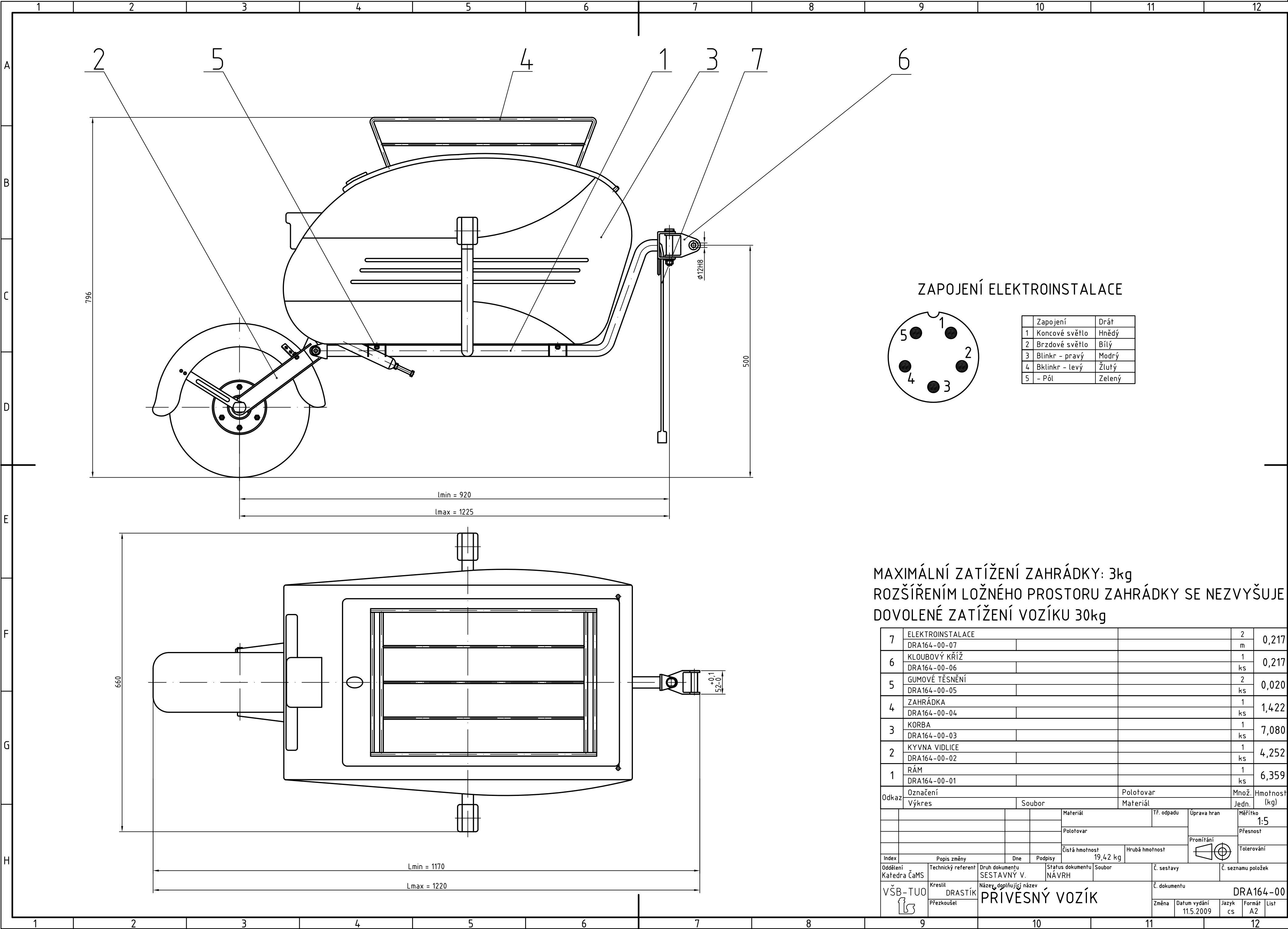
Autodesk Inventor 2008

Autodesk AutoCAD 2008

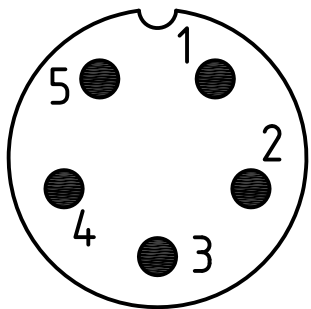
9 SEZNAM PŘÍLOH

NÁZEV	OZNAČENÍ	FORMÁT
PŘÍVĚSNÝ VOZÍK	DRA164-00	A2
KYVNÁ VIDLICE	DRA164-00-02-01	A3

Děkuji Ing. Tadeáši Szlachтови, Ph.D. za cenné rady poskytnuté při zpracování bakalářské práce.



ZAPOJENÍ ELEKTROINSTALACE



Zapojení	Drát
1 Koncové světlo	Hnědý
2 Brzdové světlo	Bílý
3 Blinkr - pravý	Modrý
4 Bklindr - levý	Žlutý
5 - Pól	Zelený

MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ ZAHŘÁDKY: 3kg
ROZŠÍŘENÍM LOŽNÉHO PROSTORU ZAHŘÁDKY SE NEZVYŠUJE
DOVOLENÉ ZATÍŽENÍ VOZÍKU 30kg

7	ELEKTROINSTALACE DRA164-00-07		2	0,217
6	KLOUBOVÝ KŘÍŽ DRA164-00-06		1	0,217
5	GUMOVÉ TĚSNĚNÍ DRA164-00-05		2	0,020
4	ZAHŘÁDKA DRA164-00-04		1	1,422
3	KORBA DRA164-00-03		1	7,080
2	KYVNÁ VIDLICE DRA164-00-02		1	4,252
1	RÁM DRA164-00-01		1	6,359
Odkaz		Polotovár	Množ.	Hmotnost
Výkres		Material	Jedn.	(kg)
		Material	Tř. odpadu	Úprava hran
		Polotovár	Promítání	
		Čistá hmotnost	Tolerování	
		19,42 kg		
Index	Popis změny	Dne	Podpisy	
Oddělení	Technický referent	Druh dokumentu	Stav dokumentu	Soubor
Katedra ČaMS	SESTAVNÝ V.	NAVRH		Č. sestavy
VŠB-TUO		Název, doplňující název		Č. seznamu položek
Kreslil		PRÍVESNÝ VOZÍK		Č. dokumentu
Přezkoušel				Změna
				11.5.2009
				Jazyk
				cs
				Formát
				A2
				List

